نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۹، شماره ۱، نیمسال اول ۱۳۹۸، ص ۱۶۶-۱۵۵

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 1, Spring - Summer 2019, p. 155-166

# تحلیل اکسرژی حاصل از احتراق سوخت‌های دیزل و بیودیزل در یک موتور دیزل

گل محمد خوب بخت[۱*]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۳/۲۶
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۷/۲۳

## چکیده

شبیه‌سازی مدل موتور احتراق داخلی یک ابزار موفق برای مطالعه عملکرد موتور و کمک به ارزیابی و پیشرفت‌های جدید می‌باشد. مدل‌های ترمودینامیکی چرخه واقعی موتور ابزاری مناسب برای تجزیه و تحلیل کامل عملکرد موتور و حساسیت پارامترهای عملیاتی مختلف می‌باشد. در این تحقیق به تحلیل اکسرژی حاصل از احتراق موتور چهار سیلندر، دیزل OM 924 پرداخته شد و همچنین تاثیر پارامترهای عملکردی موتور بر روی بازده اکسرژی برای اختلاط سوختی دیزل– بیودیزل پرداخته شد. با افزایش بار موتور و میزان بیودیزل در سوخت اختلاطی بازده اکسرژی به‌ترتیب کاهش و افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش سرعت موتور تحت تمام شرایط کاری موتور این دو مشخصه ابتدا افزایش و در سرعت‌های میانی به بیشترین مقدار خود رسیدند و سپس کاهش پیدا کردند. بیشترین مقدار بازده اکسرژی (۳۷/۷۲ درصد) در سرعت دورانی ۲۰۳۶ دور بر دقیقه در بار اعمالی ۹۵ درصد و برای سوخت دیزل خالص ($D_{100}B_0$) رخ داد. نتایج حاصل از تحلیل اکسرژی نشان داد که ۴۴/۶۵ درصد اکسرژی سوخت به‌طور کامل از بین می‌رود و قابل تبدیل به‌کار نیست و بازده اکسرژی برابر با ۳۲/۶۲ درصد می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** اکسرژی، دیزل، بیودیزل، سطح پاسخ

## مقدمه

روش متداول برای ارزیابی یک فرآیند فیزیکی یا شیمیایی از لحاظ انرژی، نوشتن موازنه انرژی بر اساس قانون اول ترمودینامیک می‌باشد که از آن برای کاهش اتلاف حرارت و یا افزایش بازیابی حرارتی می‌توان استفاده کرد، در حالی‌که هیچ اطلاعی در مورد افت کیفیت انرژی که در فرآیند اتفاق می‌افتد نمی‌دهد. همچنین بیانگر سودمندی حرارت موجود در جریان‌هایی که فرآیند را ترک می‌کنند نمی‌باشد. روش اکسرژی یک روش تحلیل است که تلفات ترمودینامیکی را بر اساس هر دو قانون اول و دوم ترمودینامیک برآورد می‌کند. کاربرد این روش، محل اتلاف انرژی را در یک فرآیند مشخص می‌کند و واحدهای عملیاتی را که برای بهبود در اولویت قرار دارند نشان می‌دهد. این کار منتهی به تغییر و بهبود شرایط عملیاتی یا تجهیزات فنی فرآیند می‌شود. از سوی دیگر تجزیه و تحلیل قانون اول که برای مدل‌سازی فرآیند موتور نیاز می‌باشد اغلب بینش صحیحی نسبت به عملکرد موتور فراهم نمی‌آورد (Rakopoulos and Giakoumis, 2006). کاربرد نظریه قدیمی قانون اول در یک سیستم ترمودینامیکی به‌منظور دستیابی به بینش اساسی نسبت به عملکرد موتور موفقیت‌آمیز نبوده است (Van Gerpen and Shapiro, 1990). بنابراین قانون دوم باید با قانون اول به هم بپیوندند تا بتوان با اطمینان بالا و نزدیک به واقعیت به بررسی فرآیندهای ترمودینامیکی موتور پرداخت. قانون دوم به بیان علم مربوط به اینکه کجاها انرژی مفید (کارا) از دست می‌رود و یا در یک سیستم موتور تخریب می‌شود می‌پردازد. ارزیابی انرژی مفید، بیشترین عملکرد ممکن یک سیستم ترمودینامیکی را تعیین می‌کند. این یافته‌ها در کاهش اتلاف اکسرژی و به‌منظور بهبود عملکرد موتور از نظر بازدهی و توان خروجی کمک می‌کند (Caton, 2000).

از طرف دیگر مهمترین موضوعی که در رابطه با سوخت‌های نفتی در موتورهای وسایل نقلیه می‌باشد بحث توان و انرژی است. در سال‌های اخیر، وسایل نقلیه، به‌خصوص آنهایی که دارای موتور دیزل می‌باشند، منشاء اصلی آلودگی مراکز شهری می‌باشند. کاربرد موتورهای دیزل به‌خاطر اینکه دارای بازدهی بالاتری از موتورهای بنزینی می‌باشند (به‌ویژه در وسایل سنگین) در حال افزایش است (De Menezes *et al.*, 2006). به‌خاطر اینکه از موتورهای دیزل به تعداد زیادی استفاده می‌شود بنابر این بیش از پیش‌نیاز به نفت احساس می‌شود. به عبارت دیگر امروزه به‌طور عادی قابل تشخیص است که منابع انرژی نفتی جهان در حال تمام شدن می‌باشند. بنابراین

---

۱- استادیار، گروه مهندسی کشاورزی، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: gmkhoobbakht@pnu.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.v9i1.65150

مطالعات زیادی برای پیدا کردن سوخت‌های جایگزین برای تولیدات نفتی در حال انجام می‌باشد و بازده انرژی و اکسرژی موتورهای احتراق داخلی که با سوخت‌های جایگزین تغذیه می‌شوند بسیار مهم است. کمیت ترمودینامیکی اکسرژی، که برای ارزیابی و بهبود سیستم‌های انرژی به‌کار می‌رود، بیشتر و مفیدتر از تحلیل انرژی به درک بهتر فواید کاربرد انرژی سبز کمک می‌کند. اکسرژی به وضوح، بهبود بازده و کاهش هدر رفت ترمودینامیکی را با تکنولوژی‌های سبز مشخص می‌سازد. همچنین اکسرژی بهتر از انرژی، فواید محیط زیستی و اقتصادی تکنولوژی‌های سبز را مشخص می‌سازد. بنابراین، اکسرژی نقش مهمی در افزایش کاربرد انرژی و تکنولوژی‌های سبز ایفا می‌نماید (Rosen *et al.*, 2007).

موتورهای احتراق تراکمی که هم در وسایل نقلیه و هم برای تولید توان الکتریکی به‌کار گرفته می‌شوند، انرژی زیادی مصرف می‌کنند. امروزه موتورهای احتراق تراکمی (دیزل) نه تنها با سوخت‌های فسیلی بلکه با سوخت‌های جایگزین از قبیل بیودیزل، بیواتانول، بیوگاز، هیدروژن و با اختلاطشان به‌کار می‌روند. عملکرد و بازده موتورهای احتراق داخلی را می‌توان با تکنولوژی‌های جدید از قبیل سیستم کنترل احتراق، عایق حرارتی و بهبود خروجی افزایش داد. از این بابت بازده انرژی و اکسرژی موتورهای احتراق داخلی که با سوخت‌های جایگزین تغذیه می‌شوند بسیار مهم است.

Canakcı و Hosoz (۲۰۰۶) تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی را بر روی یک موتور دیزل جاندیر ۴۲۷۶ توربو شارژدار انجام دادند. موتور مورد آزمایش با سوخت‌های متیل استر سویا (SME)، متیل‌استر پسماند روغن (YGME)، سوخت گازوئیل و اختلاط ۲۰ درصدی هریک از بیودیزل‌ها با سوخت گازوئیل تغذیه شد و توزیع بازده گرمایی متغیرهای انرژی و اکسرژی ارائه شد. به‌عنوان مثال از ۱۰۰ درصد اکسرژی سوخت متیل استر سویا در حدود ۴۵/۴ درصد آن تخریب شد. آنها به این نتیجه رسیدند که سوخت‌های مورد آزمایش بازدهی انرژی و اکسرژی نزدیک به هم دارند و کمترین سهم بازدهی مربوط به سیستم احتراق بود. Caliskan و همکاران (۲۰۱۰) به بررسی اکسرژی بیودیزل حاصل از سویا در یک موتور دیزل پرداختند و بازده انرژی و اکسرژی سوخت بیودیزل سویا و دیزل متداول را محاسبه کردند و بازده گرمایی بین ۳۹/۹۳ و ۴۱/۳۱ درصد و بازده اکسرژی بین ۳۷/۴۶ و ۳۸/۴۸ درصد گزارش شد و تفاوت معنی‌داری بین نوع سوخت‌ها وجود نداشت.

Agudelo و همکاران (۲۰۰۹) به تجزیه و تحلیل احتراق در یک موتور دیزل (HSDI) با استفاده از اختلاط سوخت دیزل و بیودیزل روغن نخل[1] پرداختند. در این مطالعه به این نتیجه دست یافتند که اگر میزان بیودیزل از ۲۰ درصد تا ۱۰۰ درصد افزایش پیدا کند، نسبت سوخت به هوا مقدار کمی کاهش پیدا می‌کند. همچنین بازده گرمایی، مدت احتراق، متوسط دمای بیشینه و دمای سوپاپ خروجی کاهش پیدا می‌کند. در حالی‌که بیشینه فشار، نرخ تخریب اکسرژی و مصرف ویژه سوخت افزایش می‌یابد. Kanoglu و همکاران (۲۰۰۸) به ارزیابی یک موتور دیزل ۱۹ مگاواتی توربو شارژ دار پرداختند که شامل یک توربین، کمپرسور و رادیاتور بود. این موتور به‌منظور تولید توان الکتریکی ۱۰۰ مگاوات در یک کارخانه تولید توان در شهر باتمان ترکیه به‌کار گرفته شده بود. این کارخانه شامل هفت دستگاه موتور ژنراتور دار بود که هرکدام دارای دو توربوشارژ بود. تاثیر دمای هوای ورودی و فشار روی بازده اکسرژی روی یک موتور مورد مطالعه قرار گرفت. آنها بازده اکسرژی موتور را در حدود ۴۰/۵ درصد به‌دست آوردند. همچنین گزارش کردند که با افزایش دمای هوای ورودی، بازده اکسرژی کمپرسور افزایش می‌یابد و اکسرژی موتور ثابت می‌ماند.

Rakopoulos و همکاران (۲۰۰۸) تحلیل اکسرژی احتراق را با سوخت اختلاط یافته‌های هیدروژن و گاز طبیعی در یک موتور احتراق داخلی بررسی کردند. ترکیب هیدروژن با گاز طبیعی برای یک موتور احتراقی انژکتوری یک مزیت از نظر قانون دوم ترمودینامیک به‌شمار می‌رفت. زمانی‌که میزان هیدروژن افزایش پیدا می‌کرد، درصد برگشت‌ناپذیری تولیدات در طول احتراق کاهش پیدا می‌کرد و بازده اکسرژی افزایش پیدا می‌کرد. این نتایج به خصوصیات ویژه احتراق هیدروژن مربوط می‌شد. آنها همچنین به این نتیجه رسیدند که سرعت دورانی موتور و تغییرات جزئی در زمان پاشش تاثیر کمی بر روی تعادل اکسرژی در یک چرخه بسته ترمودینامیکی دارد. Yasar (۲۰۰۸) تاثیر عایق گرمایی را بر روی بازده اکسرژی و انرژی یک موتور توربوشارژدار مورد مطالعه قرار داد که بیانگر موتوری با عدم اتلاف گرما بود. بازده اکسرژی این موتور ۲/۸۵ درصد بالاتر از موتور بدون عایق بود. انرژی خروجی این موتور نیز ۱۲ درصد بالاتر از نوع معمولی بود. آنها همچنین به این نتیجه رسیدند که با بهبود سیستم خروجی گاز می‌توان عملکرد این نوع موتور را بهبود بخشید. فرهادی و همکاران (۲۰۱۷) در تحقیقی که بر روی تأثیر زمان پاشش بر روی بازده اکسرژی یک موتور دیزل با سوخت بیودیزل در موتور دیزل OM ۳۱۴ انجام دادند به این نتیجه رسیدند که با جلو انداختن زمان پاشش بازده اکسرژی افزایش و با عقب انداختن زمان پاشش بازده اکسرژی کاهش می‌یابد.

با توجه به محدود بودن سوخت‌های فسیلی و نیاز به استفاده موثر و بهینه از این منابع، تحقیق در مورد جایگزینی این سوخت‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است. در تحقیقات انجام گرفته در زمینه اختلاط سوخت‌های دیزل و بیودیزل تنها به بررسی رابطه تک تک متغیرهای مستقل (سرعت و بار موتور) با متغیرهای وابسته (مشخصه‌های عملکردی)، برای اختلاط‌های مشخص و محدودی

1- Palm oil

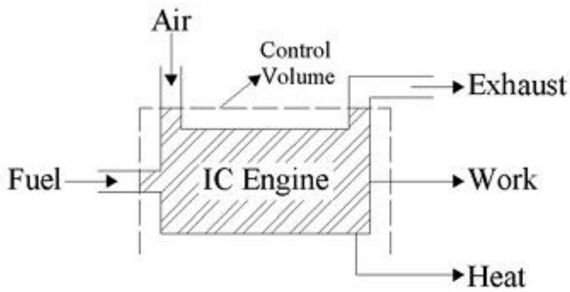
پرداخته شده است و اثر متقابل متغیرهای مستقل در نظر گرفته نشده است ولی در این تحقیق با استفاده از روش سطح پاسخ، این اختلاط‌ها در دامنه وسیعی بررسی و رابطه بین متغیرهای مستقل و وابسته مدل خواهند شد، همچنین اثر متقابل متغیرهای مستقل نیز در مدل ارائه می‌شود.

به‌طور کلی هدف از انجام این تحقیق بررسی تاثیر متغیرهای بار و سرعت موتور و همچنین اختلاط درصدهای مختلف سوخت‌های دیزل و بیودیزل بر روی بازده اکسرژی موتور دیزل OM 924 می‌باشد. در این تحقیق تاثیر اختلاط‌های مختلف، بار و سرعت موتور روی بازده اکسرژی مدل خواهند شد و نقاط بهینه متغیرهای مستقل به‌منظور بیشنه کردن شاخص مورد بررسی تعیین خواهد شد. روش‌های آماری مورد استفاده در این تحقیق به‌منظور بهینه‌سازی این شاخص‌ها روش سطح پاسخ خواهد بود.

## مواد و روش‌ها

### تحلیل اکسرژی

برای تحلیل اکسرژی، موتور در یک شرایط سیستم حجم کنترل (سیستم باز) یکنواخت در نظر گرفته می‌شود. سوخت و هوای ورودی، کار مکانیکی، گرمای اتلافی و گازهای خروجی که با یک نرخ ثابت وارد و خارج می‌شوند. موتور به‌عنوان یک سیستم باز یکنواخت مطابق با شکل ۱ در نظر گرفته می‌شود.




**شکل ۱**– حجم کنترل در یک سیستم ترمودینامیک

**Fig. 1.** Control volume in a thermodynamic system

توازن اکسرژی برای یک سیستم حجم کنترل در شرایط حالت پایا را می‌توان به‌صورت ذیل در نظر گرفت (Moran and Shapiro, 2000).

$$\dot{E}x_w - \dot{E}x_{heat} = \sum \dot{m}_{in}\,\varepsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out}\,\varepsilon_{out} - \dot{E}x_{dest} \qquad (۱)$$

که در آن:

$\dot{E}x_{heat}$: نرخ انتقال اکسرژی مربوط به گرمای اتلافی به محیط (انتقال از طریق سیستم خنک‌کننده) ($kW$).

$\dot{E}x_W$: نرخ اکسرژی کار که برابر توان ترمزی یا نرخ کار مفید موتور می‌باشد ($kW$).

$\dot{m}$: دبی جرمی ($kg\ s^{-1}$).

$\varepsilon$: اکسرژی ویژه ($kJ\ kg^{-1}$).

$\dot{E}x_{dest}$ : نرخ تخریب اکسرژی ($kW$).

در انجام تحلیل اکسرژی، اکسرژی گرمای اتلافی به مقداری از اتلاف اکسرژی اتلاق می‌شود که از حجم کنترل به محیط انتقال می‌یابد و نرخ هدر رفت اکسرژی به تمام گرمای اتلافی که از سیستم خنک‌کننده در دمای مربوطه ($T_{cw}$) به دمای تعادل با محیط که برابر با ۲۹۸ درجه کلوین ($T_o$=۲۹۸ $K$) انتقال می‌یابد گفته می‌شود. گرمای اتلافی با استفاده از رابطه (۲) به‌دست می‌آید (Ertunc Tat, 2011):

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{E}_{fuel} - (\dot{W} + \dot{m}_{out}\Delta h_{out}) \qquad (۲)$$

که در آن $\Delta h = h - h_o$ و بیانگر اختلاف بین آنتالپی ($h$) گازهای خروجی در دمای خروجی و $h_o$ آنتالپی گازهای خروجی در شرایط تعادل با محیط می‌باشد. در رابطه(۲) $\dot{m}_{out}$ بیانگر نرخ کل جرم انواع گازهای خروجی می‌باشد و $\Delta h_{out}$ برابر با مجموع اختلاف آنتالپی ($h - h_o$) تمام گازهای خروجی می‌باشد.

$$\dot{E}x_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{cw}}\right) \dot{Q}_{loss} \qquad (۳)$$

نرخ اکسرژی کار خالص برابر با نرخ انرژی خالص (توان ترمزی) می‌باشد.

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \qquad (۴)$$

اکسرژی ورودی تنها شامل اکسرژی شیمیایی سوخت می‌باشد که با استفاده از رابطه (۵) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{fuel}\varepsilon_{fuel} \qquad (۵)$$

که در آن $\dot{m}_{fuel}$ برابر با آهنگ مصرف سوخت ($kg\ \ s^{-1}$) و $\varepsilon_{fuel}$ اکسرژی ویژه سوخت ($kJ\ \ kg^{-1}$) می‌باشد. اکسرژی شیمیایی سوخت را می‌توان با استفاده از رابطه (۶) محاسبه کرد (Lyn, 1962).

$$\varepsilon_{fuel} = H_u\varphi \qquad (۶)$$

که در آن $H_u$ ارزش گرمایی پایین و $\varphi$ ضریب اکسرژی شیمیایی می‌باشد. برای سوخت‌های مایع، ضریب اکسرژی شیمیایی ($\varphi$) برابر است با:

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728\,\frac{h}{c} + 0.432\frac{o}{c} + 0.2169\,\frac{\alpha}{c}\left(1 - 2.0628\frac{h}{c}\right) \qquad (۷)$$

که در آن $h$، $c$، $o$ و $\alpha$ به‌ترتیب نسبت جرمی هیدرژن، کربن، اکسیژن و سولفور سوخت می‌باشند (Kotas, 1995). اکسرژی خروجی شامل اکسرژی شیمیایی و ترمومکانیکی گاز خروجی می‌باشد. اکسرژی ترمومکانیکی عبارت است از:

$$\varepsilon_{tm} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (۸)$$

کـه در آن s، آنتروپـی ویـژه ($kJ\ kg^{-1}K^{-1}$) و h، آنتـالپی ویـژه ($kJ\ kg^{-1}$) گازهای خروجـی مـی‌باشـد. زیرنـویس"0" بیـانگر مقـادیر متغیرها در شرایط تعادل با محیط یا محیط مرجع می‌باشد. مقادیر h و s را می‌توان به آسانی در مرجـع (Moran and Shapiro, 2000) بـا استفاده از دمـای خروجـی و محـیط مرجـع بـه‌دسـت آورد. اکسـرژی شیمیایی گازهای خروجی با استفاده از رابطـه (۹) بـه‌دسـت مـی‌آیـد. نسبت مولی گازهای خروجی با موازنه معادله واقعـی احتـراق سـوخت به‌وسیله دستگاه آلاینده‌سنج محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon_{chem} = \bar{R}\, T_0 ln \frac{y}{y^e} \quad (۹)$$

که در آن $\bar{R}$ ثابت گاز کامل، $T_0$ دمـای محـیط، $y$ درصـد مـولی اختلاط گاز خروجی و $y^e$ درصد مولی گاز در محیط بیرون می‌باشـد. (Moran and Shapiro, 2000). نرخ اکسرژی خروجی را مـی‌تـوان با استفاده از رابطه (۱۰) به‌دست آورد.

$$\dot{E}x_{ex} = \sum \dot{m}_i\,(\varepsilon_{tm} + \varepsilon_{chem})_i \quad (۱۰)$$

که در آن $\dot{m}_i$ دبی جرمی تولیدات حاصـل از احتـراق ($kg\ s^{-1}$) و $\varepsilon_{tm}$ و $\varepsilon_{chem}$ به‌ترتیب اکسرژی شیمیایی و اکسرژی ترمومکانیکی حاصل از گازهای خروجی ($kJ\ kg^{-1}$) می‌باشد. اکسرژی مفهومی است که توسط دما، آنتروپی را با شرایط محیط مرتبط می‌سازد و اکسـرژی تلف شده در خلال فرآیند، برابر با دمای محیط ضرب در نرخ آنتروپـی تولیدی می‌باشد. به عبارت دیگر نرخ آنتروپی تولیدی ($\dot{S}_{gen}$) برابر بـا نسبت اکسرژی تخریب شده به دمای محیط مـی‌باشـد و اعتبـار ایـن نسبت بسیار مهم است. زیـرا کـاربرد نسـبت آنتروپـی تشـکیل بـرای تحلیل اتلاف انرژی نسـبتاً روش جدیـدی اسـت کـه بـرای ارزیـابی عملکرد سیستم کاربرد دارد (Ebiana *et al*., 2006).

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{E}x_{dest}}{T_0} \quad (۱۱)$$

بازده اکسرژی که تنها توان مفید موتور مد نظـر مـی‌باشـد برابـر است با: (Dincer and Rosen, 2007)

$$BEE = \frac{\dot{E}x_W}{\dot{E}x_{in}} \quad (۱۲)$$

که در آن $\dot{E}x_W$ برابر است با نرخ اکسرژی کـار و $\dot{E}x_{in}$، نـرخ اکسرژی سوخت می‌باشد. همچنین، بازده اکسرژی کـه تمـام مقـادیر اکسرژی خروجی سیستم موتور مد نظر، می‌باشد از رابطـه (۱۳) قابـل محاسبه است که در آن اکسرژی خروجی برابر بـا مجمـوع اکسـرژی حاصل از اکسرژی گرمای انتقالی، اکسرژی کـار و اکسـرژی گازهـای خروجی می‌باشد.

$$\Psi_T = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} = \frac{\dot{E}x_{heat} + \dot{E}x_W + \dot{E}x_{en}}{\dot{E}x_{in}} \quad (۱۳)$$

## موتور تحت آزمایش

موتور تحت آزمایش در این تحقیق، موتور چهـار سـیلندر دیزلـی پاشش مستقیم مـدل OM924LA از تولیـدات شـرکت ایـدم تبریـز می‌باشد. برای مصارف مختلف از جمله کامیونت، مینـی‌بـوس، دیـزل ژنراتور، جرثقیل‌هـای متحـرک، ماشـین‌آلات صـنعتی و کشـاورزی و راه‌سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد و دارای استاندارد آلاینـدگی یـورو ۳ و ۴ و ۵ می‌باشد. مشخصات موتور مورد استفاده در تحقیـق حاضـر در جدول ۱ آورده شده است.

**جدول ۱**– مشخصات موتور مورد آزمایش

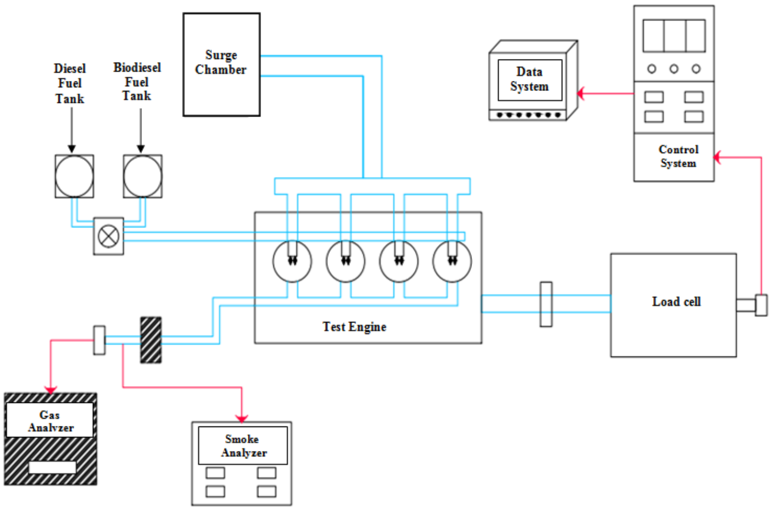
**Table 1-** Main characteristics of the diesel engine

| مشخصه (Specification) | مقدار (Value) |
|---|---|
| مدل (Model) | OM924LA |
| تعداد سیلندر (Number of cylinders) | 4 |
| سامانه خنک‌کاری (Cooling system) | پمپ آبی (Water pump) |
| بیشترین توان موتور (Maximum power) | 160kW |
| بیشترین گشتاور (Maximum torque) | 810 N m |
| بیشترین سرعت (Maximum rotational speed) | 2800 rpm |
| سامانه پاشش سوخت (Injection pump type) | انژکتور ردیفی (Row type) |

## روش انجام آزمایش‌ها:

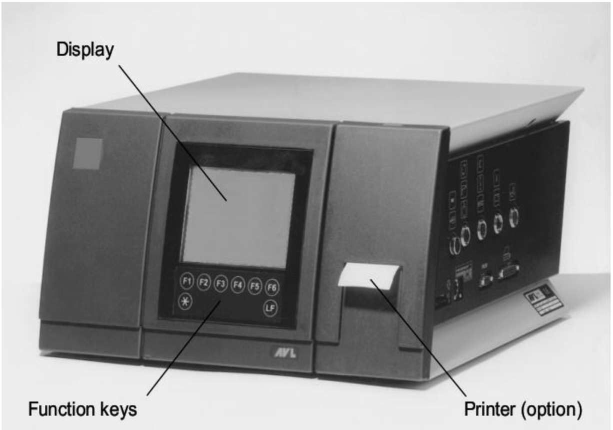
آزمون‌ها در قالب یک تست کوتاه مدت و با هدف ارائـه مقایسـه بازده اکسرژی بین مخلوط‌های مختلف سوخت دیزل و بیودیزل انجام می‌گیرد. متغیرهای تحت کنترل بـار اعمـالی از طـرف دینـاموتر بـه موتور، سرعت موتور و نـوع سـوخت (مخلـوط‌هـای مختلـف دیـزل و بیودیزل) می‌باشد. کلیه آزمایش‌ها در شرایط استاندارد و بدون تغییر در ساختار فنی و ساختمانی موتور انجام شد. روش انجام آزمـایش‌هـا بـه این صورت بود که ابتدا موتور با سوخت مورد آزمـایش بـه مـدت ۱۵

دقیقه برای رسیدن به حالت پایـدار و عـادی بـه صـورت در جـا کـار می‌کرد. سپس طبق جدول آزمایش‌ها که طبق روش سطح پاسخ و با استفاده از طرح مرکب مرکزی تدوین گردیده است بار و سرعت مـورد نظر به‌وسیله پانل کنترل دینامومتر اعمال گردیـد. شـکل ۲ مجموعـه تجهیزات اسـتفاده شـده در آزمـایش کوتـاه مـدت موتـور را نمـایش می‌دهد.




**شکل ۲**- طرح شماتیک سلول تست آزمایش‌ها

**Fig.2.** Schematic diagram of experimental system




**شکل ۳**- دستگاه آلاینده‌سنج AVL DiGas 4000

**Fig. 3.** AVL DiGas 4000 emission measuring device

## دستگاه آلاینده‌سنج مورد استفاده در تحقیق

به‌منظور اندازه‌گیری میزان انتشار آلاینده‌ها از دستگاه آلاینده‌سنج AVL DiGas 4000 استفاده شد (شکل ۳). این دستگاه میزان انتشار آلاینده $NO_X$ ( مجموعه NO و $NO_2$) را بر حسب ppm و بـا روش CLD[1] (آشکارساز نور شیمیایی) اندازه‌گیری می‌کند. در ایـن دسـتگاه برای اندازه‌گیری آلاینده‌های CO و $CO_2$ به‌صورت درصد حجمی گاز و اندازه‌گیری آلاینده HC بر حسـب ppm از روش NDIR[2] اسـتفاده شد.

## طراحی آزمایش‌ها

در این تحقیق بـا توجـه بـه اینکـه آزمـایش‌هـای مـورد مطالعـه هزینه‌بر و وقت‌گیر بوده و همچنین داده‌های آزمون نیاز به بهینه‌سازی داشتند از روش سطح پاسخ که یکـی از روش‌هـای طراحـی آزمـایش می‌باشد، استفاده شد. به همین منظور از نرم‌افزار مینی‌تب که یکـی از پرکاربردترین نرم‌افزارهای روش سطح پاسخ می‌باشد جهت تجزیـه و تحلیل داده‌ها، بهینه‌سازی نتایج، رسم نمودارها و شکل‌های گرافیکـی

1- Chemiluminescent Detector
2- Non-Dispersive Infrared

استفاده شد. در روش سطح پاسخ برای هر متغیر مستقل حداقل سه سطح نیاز است تا بتوان تاثیرات متغیرها را بر پاسخ مدل کرد. طرح مورد استفاده در این رساله به نام طرح مرکب مرکزی می‌باشد که بیشترین کاربرد در میان طرح‌های روش سطح پاسخ را به‌خود اختصاص داده است (Abdul-Halim *et al.*, 2009).

بر اساس طرح مرکب مرکزی سطوح متغیرهای مستقل بر اساس مقادیر کد شده صفر، ۱± و α± انتخاب می‌شود. α برابر مجذور تعداد متغیرهای مستقل می‌باشد (Castillo, 2007). متغیرهای مستقل در این تحقیق عبارتند از نسبت‌های مختلف سوخت‌های بیودیزل و دیزل، بار و سرعت موتور و پاسخ مورد نظر بازده اکسرژی می‌باشد. در جدول ۲ متغیرهای مستقل به همراه سطوح کد شده و کد نشده برای آزمون موتور ارائه شده است.

**جدول ۲**- کدگذاری سطوح متغیرهای مستقل در روش مورد مطالعه

**Table 2-** Coded levels of the independent variables in the study method

| **متغیر مستقل**<br>Independent variables | سطوح کد شده متغیرها<br>**Variable levels** | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | -1.682 | - 1 | 0 | 1 | 1.682 |
| بیودیزل<br>Biodiesel (%) | 0 | 20 | 50 | 80 | 100 |
| سرعت موتور<br>Engine speed (rpm) | 1000 | 1365 | 1900 | 2435 | 2800 |
| بار موتور<br>Engine load (%) | 20 | 40 | 62.5 | 80 | 100 |

معادله مدلی که از طرح مورد اجرا به‌دست خواهد آمد برای هر یک از پاسخ‌ها به شکل زیر است (Castillo, 2007):

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^{3} a_i x_i + \sum_{i=1}^{3}\sum_{j=i}^{3} a_{ij} x_i x_j \qquad (۱۴)$$

که در آن y، پاسخ پیش‌بینی شده (بازده اکسرژی)، $x_i$ و $x_j$ متغیرهای مستقل کد شده، $a_0$، $a_i$ و $a_{ij}$ ضرایب مدل می‌باشند. پیش‌بینی معادلات مربوط روش سطح پاسخ با استفاده از روش حداقل مربعات حل می‌شود. این روش یک روش رگرسیونی چندگانه است.

## نتایج و بحث

### تدوین مدل ریاضی و اعتبارسنجی آن برای مشخصه بازده اکسرژی ترمزی موتور

برای مشخصه بازده اکسرژی با استفاده از روش سطح پاسخ و بر اساس رابطه (۱۴) مدل ریاضی درجه دومی تعریف شد که در آن مشخصه‌های بار و سرعت موتور و همچنین درصد حجمی بیودیزل و دیزل به‌عنوان متغیرهای مستقل رابطه می‌باشند و به بررسی تاثیر این متغیرها بر روی بازده اکسرژی پرداخته شد. جدول ۲ تجزیه واریانس مدل کلی این مشخصه را نشان می‌دهد. با توجه به این جدول *P-value* مدل کلی کمتر از ۰/۰۱ می‌باشند و این نشان می‌دهد که از لحاظ آماری این متغیرها با خطای کمتر از ۰/۰۱ توانایی برآورد تاثیرات متغیرهای مستقل را روی بازده اکسرژی موتور دارند. عبارات خطی، درجه دوم و اثر متقابل نیز از لحاظ آماری در سطح ۰/۰۵ معنی‌دار می‌باشند و از لحاظ آماری اعتبار لازم را برای ورود به معادله پیش‌بینی بازده اکسرژی دارند.

در جدول ۳ تجزیه واریانس ضرایب مختلف عبارت‌های خطی، درجه دوم و اثر متقابل مورد بررسی قرار گرفته است، به‌طوری که آن دسته از ضرایب که از لحاظ آماری معنی‌دار باشند (در سطح ۵ درصد) وارد مدل پیش‌بینی می‌شوند. همان‌طور که در جدول مشاهده می‌شود کلیه ضرایب عبارت‌های خطی در سطح یک درصد معنی‌دار بوده و اعتبار لازم را برای ورود به معادله پیش‌بینی بازده اکسرژی دارند. ضرایب خطی درصد حجمی بیودیزل و سرعت موتور رابطه عکس و بار موتور رابطه مستقیم با بازده اکسرژی دارد. کلیه جملات درجه دوم قادرند با خطای کمتر از ۰/۰۵ تغییرات بازده اکسرژی را پیش‌بینی کنند و با یک تاثیر معکوس بر روی بازده اکسرژی وارد مدل پیش‌بینی می‌شوند. از بین عبارات متقابل، بین متغیرهای بار و سرعت رابطه متقابل معنی‌دار وجود دارد به‌طوری که اثر متقابل این متغیرها بر روی هم رابطه مستقیم و هم‌سویی با بازده اکسرژی دارد. ضرایب جملات دیگر به خاطر اینکه *P-value* آنها بزرگتر از ۰/۰۵ می‌باشد از لحاظ آماری در سطح ۰/۰۵ معنی‌دار نبوده، بنابراین وارد مدل پیش‌بینی بازده اکسرژی نمی‌شوند.

**جدول ۳**- تجزیه واریانس مدل کلی بازده اکسرژی و ضرایب مدل کد شده متغیرهای وابسته

**Table 3-** Analysis of variance the total models of exergy efficiency and coefficients of the coded model

| منبع (Sourse) | درجه آزادی (DF) | Effect | مجموع مربعات (SS) | میانگین مربعات (MS) | F | P-value |
|---|---|---|---|---|---|---|
| مدل کلی (master model) | 9 | | 274.580 | 30.509 | 32.82 | 0.0001 |
| عبارت خطی (Linear) | 3 | | 186.894 | 62.298 | 67.02 | 0.0001 |
| سرعت Speed (rpm) | 1 | -3.702 | 16.546 | 16.546 | 17.80 | 0.002 |
| بار Load (%) | 1 | 6.702 | 54.212 | 54.212 | 58.32 | 0.000 |
| بیودیزل Biodiesel (%) | 1 | -9.809 | 116.136 | 116.136 | 124.95 | 0.000 |
| عبارت درجه دو (Square) | 3 | | 70.465 | 23.488 | 25.27 | 0.0001 |
| سرعت × سرعت (Speed × Speed) | 1 | -11.808 | 62.797 | 62.797 | 67.56 | 0.000 |
| بار × بار (Load × Load) | 1 | -4.410 | 8.758 | 8.758 | 9.42 | 0.012 |
| بیودیزل × بیودیزل (Biodiesel × Biodiesel) | 1 | -3.980 | 7.134 | 7.134 | 7.68 | 0.020 |
| عبارت متقابل (Cross product) | 3 | | 17.221 | 5.740 | 6.18 | 0.012 |
| سرعت × بار (Speed ×Load) | 1 | 8.092 | 16.371 | 16.371 | 17.61 | 0.002 |
| سرعت × بیودیزل (Speed ×Biodiesel) | 1 | -0.141 | 0.005 | 0.005 | 0.01 | 0.943 |
| بار×بیودیزل (Load × Biodiesel) | 1 | 1.838 | 0.845 | 0.845 | 0.91 | 0.363 |
| اشتباه (Error) | 10 | | 9.295 | 0.929 | | |
| کل (Total) | 19 | | 283.875 | | | |

مقادیر $R^2$ و $R^2$ تعدیل شده برای مدل پیش‌بینی به‌ترتیب ۹۴/۳۴٪ و ۸۴/۱٪ می‌باشد که نشان می‌دهد همبستگی بالایی بین مقادیر تجربی و پیش‌بینی بازده اکسرژی وجود دارد به‌طوری که مدل پیش‌بینی قادر است ۹۴/۳۴ درصد کل تغییرات بازده اکسرژی را در شرایط مورد آزمایش تشریح و پیش‌بینی کند. مدل به‌دست آمده بر اساس داده‌های کد نشده عبارت است از:

$$\boldsymbol{BEE}(\%) = 15.75 + 0.01890\boldsymbol{S} + 0.0356\boldsymbol{L} - 0.0185\boldsymbol{B} - 0.000007\boldsymbol{S}^2 - 0.001378\boldsymbol{L}^2 - 0.000796\boldsymbol{B}^2 + 0.000112\boldsymbol{SL} \quad (۱۵)$$

که در آن BEE بیانگر بازده اکسرژی ترمزی موتور بر حسب درصد، B نشان‌دهنده نسبت حجمی بیودیزل در مخلوط سوخت، S سرعت موتور بر حسب دور بر دقیقه و L بار موتور بر حسب درصد می‌باشد. مقدار ضریب ثابت مدل کد شده برابر با ۳۲/۴۵۰ می‌باشد.

## تاثیر بار و سرعت موتور بر روی بازده اکسرژی در سوخت اختلاط‌یافته

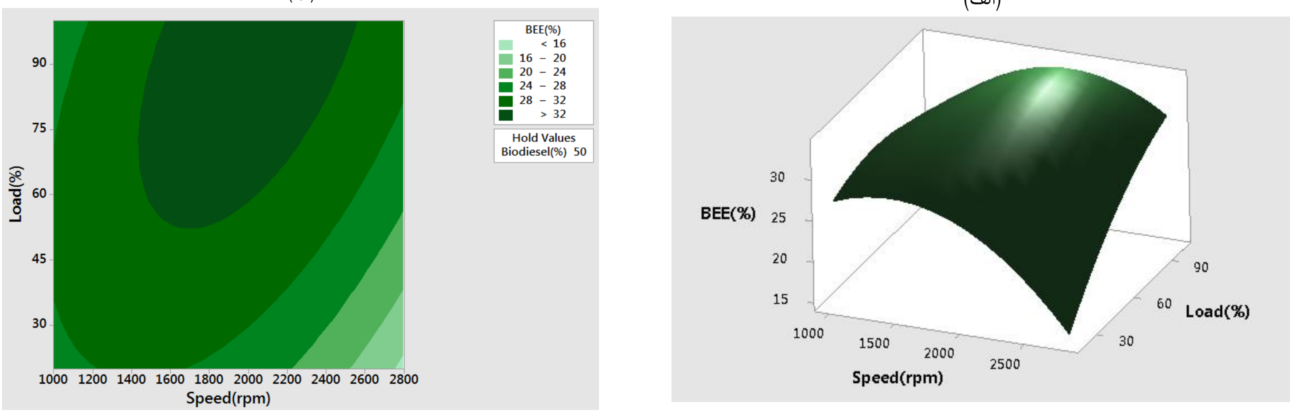
شکل ۴ رابطه بین بار و سرعت موتور را به‌صورت نمودار کانتور و رویه برای سوخت $D_{50}B_{50}$ نشان می‌دهد. با توجه به شکل با افزایش بار موتور بازده اکسرژی نیز افزایش می‌یابد. علت این افزایش ممکن است به این خاطر باشد که چون با افزایش بار موتور توان ترمزی افزایش می‌یابد و از طرف دیگر توان ترمزی رابطه مستقیم با بازده اکسرژی دارد (رابطه (۱۲))، بنابراین بازده اکسرژی افزایش می‌یابد. اگرچه با افزایش بار موتور مصرف سوخت افزایش می‌یابد ولی افزایش توان ترمزی بسیار بیشتر از افزایش مصرف سوخت می‌باشد. از طرف دیگر با افزایش بار موتور دمای محفظه احتراق نیز افزایش پیدا می‌کند که شرایط را برای ایجاد یک احتراق مناسب فراهم می‌کند و همچنین موجب افزایش فشار داخل سیلندر می‌گردد. با افزایش سرعت موتور بازده اکسرژی تحت تمام شرایط کاری موتور ابتدا افزایش و در سرعت‌های میانه به بیشترین مقدار خود می‌رسد و سپس کاهش می‌یابد (Hulwan and Joshi, 2011; Canakci *et al.*, 2009).

## تاثیر سوخت بیودیزل بر روی بازده اکسرژی در سوخت اختلاط یافته

شکل ۵ رابطه بین بازده اکسرژی و سوخت اختلاط یافته‌های دیزل–بیودیزل را در بار کامل و سرعت ۲۸۰۰ دور بر دقیقه را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش میزان غلظت سوخت بیودیزل در ترکیب، بازده اکسرژی کاهش می‌یابد. از آنجایی‌که بازده اکسرژی یک موتور دیزل رابطه عکسی با میزان مصرف ویژه سوخت و ارزش گرمایی آن دارد بنابراین مصرف ویژه سوخت سوخت‌های اختلاط‌یافته و ارزش گرمایی آنها به‌طور مستقیم بر روی بازده اکسرژی تاثیر می‌گذارد. از طرف دیگر سایر خصوصیات سوخت بیودیزل از قبیل گرانروی بالا (که منجر به اتمیزه ضعیف سوخت می‌گردد) و ارزش گرمایی پایین بیودیزل نسبت به سوخت دیزل، باعث افت بازده اکسرژی نسبت به سوخت دیزل خواهند شد

.(Xue, 2013)

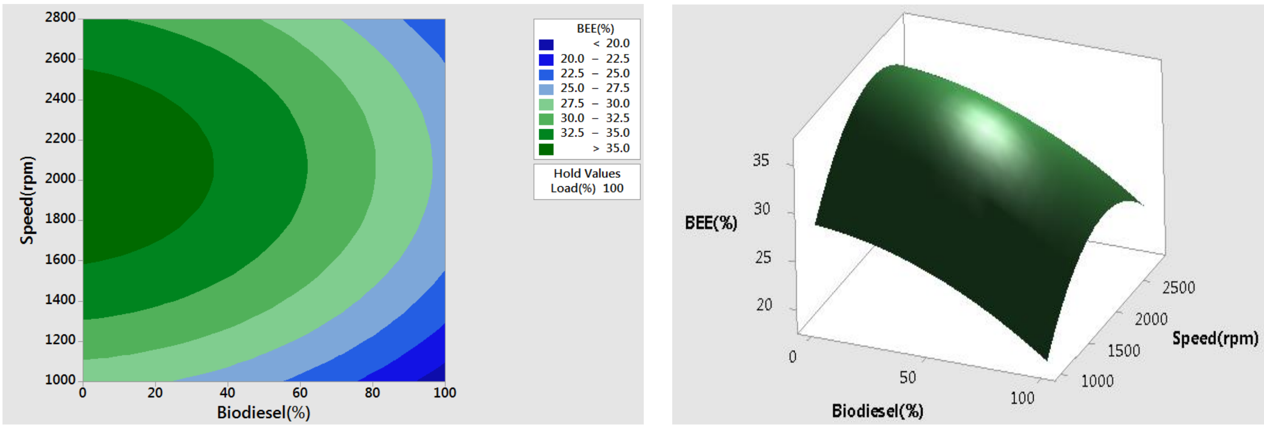
(الف) (ب)




**شکل ٤**– نقشه رویه (شکل الف) و نقشه تراز (شکل ب) تاثیر متغیرهای بار و سرعت موتور بر روی بازده اکسرژی برای سوخت $D_{50}B_{50}$

**Fig. 4.** (a) Surface and (b) contour plats of the effects of engine load and speed on the exergy efficiency for the fuel of $D_{50}B_{50}$

(الف) (ب)




**شکل ٥**– نقشه رویه (شکل الف) و نقشه تراز (شکل ب) تاثیر متغیرهای نسبت حجمی بیودیزل و سرعت بر روی بازده اکسرژی در بار کامل

**Fig. 5.** (a) Surface and (b) contour plats of the effects of volume ratio of biodiesel on exergy efficiency in full load

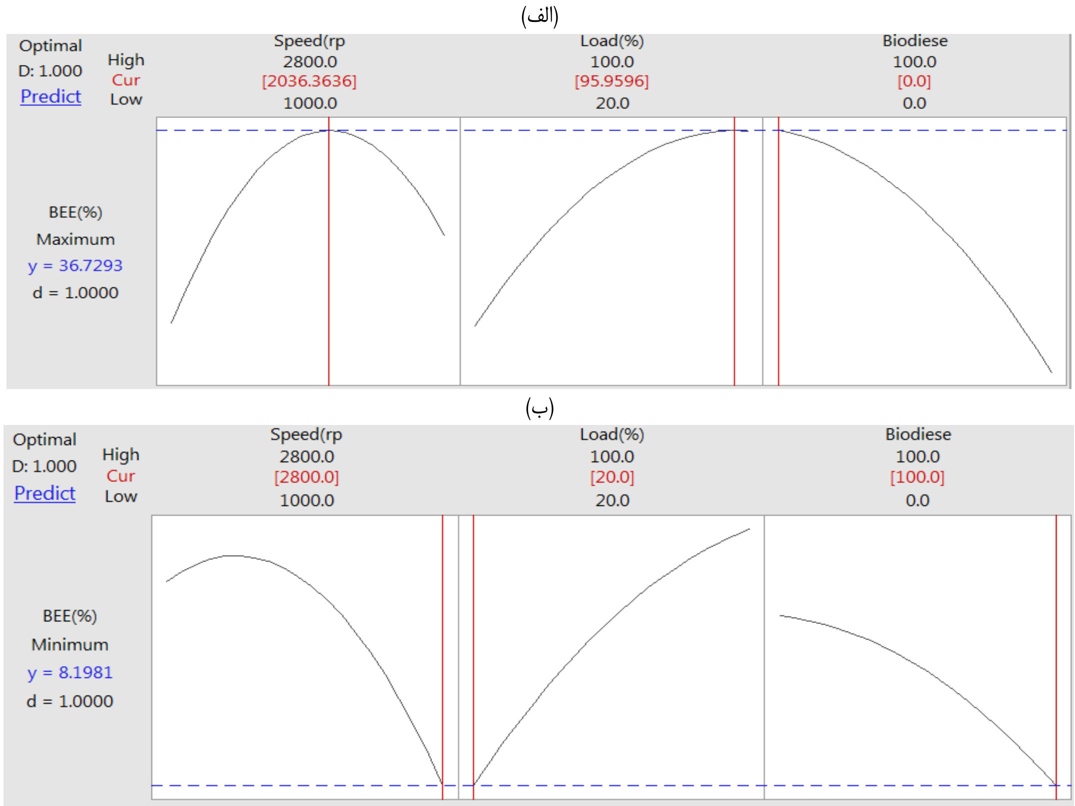
## بهینه‌سازی بازده اکسرژی موتور برای متغیرهای بیودیزل، سرعت و بار موتور

شکل ۶ بهینه‌سازی متغیرهای درصد حجمی بیودیزل و همچنین بار و سرعت موتور را به‌منظور بیشینه کردن بازده اکسرژی نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است، بیشترین مقدار بازده اکسرژی (۳۷/۷۲ درصد) در سرعت دورانی ۲۰۳۶ دور بر دقیقه در بار اعمالی ۹۵ درصد و برای سوخت دیزل خالص ($D_{100}B_0$) رخ می‌دهد. همچنین در بار اعمالی ۲۰ درصد و سرعت دورانی ۲۸۰۰ دور بر دقیقه و برای سوخت بیودیزل خالص ($D_0B_{100}$) کمترین میزان بازده اکسرژی (۸/۱۹ درصد) اتفاق می‌افتد.

## تحلیل اکسرژی

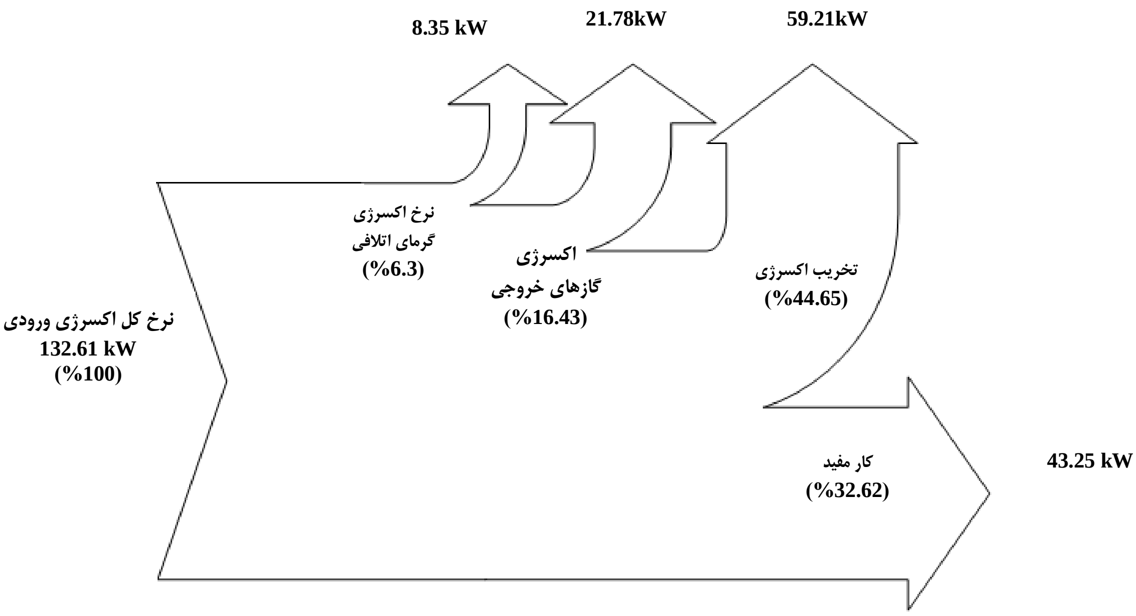
همان‌طور که در قسمت مواد و روش‌ها توضیح داده شد بازده اکسرژی به دو طریق قابل محاسبه است. در قسمت قبل بازده اکسرژی در حالتی که کار مفید موتور مد نظر باشد، بررسی شد. در صورتی که خواسته شود اکسرژی گرمای اتلافی و اکسرژی گازهای خروجی را نیز به‌عنوان اکسرژی مفید که ممکن است بتوان از آنها استفاده نمود به‌کار برده شود، بازده اکسرژی از رابطه (۱۳) به‌دست می‌آید. شکل ۷ شماتیک فرآیند اکسرژی را در نقطه صفر مرکزی (سرعت، ۱۹۰۰ و بار ۶۰ درصد) و برای سوخت اختلاط‌یافته ۵۰ درصد حجمی بیودیزل و ۵۰ درصد حجمی دیزل ($D_{50}B_{50}$) نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، ۴۴/۶۵ درصد اکسرژی سوخت به‌طور کامل از بین می‌رود و قابل تبدیل به‌کار نیست ولی اکسرژی خروجی از گازهای خروجی و گرمای اتلافی قابلیت تبدیل

به کار مفید را دارند یعنی اگر بتوان این اتلافات اکسرژی را بـه‌کـار مفید تبدیل کرد بازده اکسرژی به ۵۵/۳۵ درصد می‌رسد.




**شکل ٦**– نقاط بهینه متغیرهای مستقل به‌منظور بیشینه کردن بازده اکسرژی موتور (شکل الف) و کمینه کردن این مشخصه (شکل ب)

**Fig. 6.** The optimum points of experimental variables to (a) maximize the exergy efficiency and (b) minimize the exergy efficiency of engine




**شکل ۷**– تحلیل اکسرژی در حجم کنترل موتور برای سوخت $D_{50}B_{50}$

**Fig. 7.** Exergy flow diagram of $D_{50}B_{50}$

## نتیجه‌گیری

نتایج نشان داد که بازده اکسرژی موتور، با افزایش بار موتور افزایش یافت. همچنین با افزایش سرعت موتور تحت تمام شرایط کاری موتور این دو مشخصه ابتدا افزایش و در سرعت‌های میانی به بیشترین مقدار خود رسیدند و سپس کاهش پیدا کردند همچنین با افزایش درصد بیودیزل در سوخت اختلاط‌یافته بازده اکسرژی نسبت به سوخت دیزل کاهش پیدا کرد. به‌طوری‌که بیشترین مقدار بازده اکسرژی به میزان ۳۷/۷۲ درصد، در سرعت دورانی ۲۰۳۶ دور بر دقیقه در بار اعمالی ۹۵ درصد و برای سوخت سوخت دیزل خالص ($D_{100}B_0$) اتفاق افتاد. از کل اکسرژی سوخت ۴۴/۶۵ درصد به‌طور کامل از بین می‌رود و قابل تبدیل به‌کار نیست.

## References


1. Abdul Halim, S. F., A. H. Kamaruddin, and W. J. N. Fernando. 2009. Continuous biosynthesis of biodiesel from waste cooking palm oil in a packed bed reactor: Optimization using response surface methodology (RSM) and mass transfer studies. Bioresource Technology 100:710-6.
2. Agudelo, J. H., E. Gutierrez, and P. Benjumea. 2009. Experimental combustion analysis of a HSDI diesel engine fuelled with palm oil biodiesel-diesel fuel blends. Dyna Colombia 76: 103-1138 September.
3. Caliskan, H., M. E. Tat, A. Hepbasli, and J. H. Van Gerpen. 2010. Exergy analysis of engines fuelled with biodiesel from high oleic soybeans based on experimental values. International Journal of Exergy 7: 20-36.
4. Canakci, M., A. N. E. Ozsezen, and E. A. Arcaklioglu. 2009. Prediction of performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with biodiesel produced from waste frying palm oil. Expert Systems with Applications 36: 9268-80.
5. Canakci, M., and M. Hosoz. 2006. Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels, Energy Sources B 1: 379-394.
6. Castillo, E. D. 2007. Process Optimization: A Statistical Approach. New York: Springer.
7. Caton, J. A. 2000. On the destruction of availability (exergy) due to combustion process e with specific application to internal-combustion engines. Energy 25:1097e117.
8. De Menezes, E. W., R. da Silva, R. Catalun ˜a, and R. J. C. Ortega. 2006. Effect of ethers and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel fuel and on engine tests. Fuel 85: 815-822.
9. Dincer, I., and M. A. Rosen. 2007. Exergy: Energy Environment and Sustainable Development. Elsevier 2007; ISBN: 0080445292, EAN: 9780080445298.
10. Ebiana, A. B., R. T. Savadekar, and K. V. Patel. 2006. Entropy Generation/Availability EnergyLoss Analysis inside MIT Gas Spring and “Two-Space” Test Rigs, NASA/CR-2006- 214339.
11. Farhadi, A., S. Rostami, B. Ghobadian, and S. H. Besharati. 2017. The effect of injection timing on energy and exergy analysis of a diesel engine with biodiesel fuel. Journal of Agricultural Machinery 7: 177-191. (In Farsi).
12. Hulwan, D. B., and S. V. Joshi. 2011. Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel–ethanol–biodiesel blends of high ethanol content. Applied Energy 88: 5042-5055.
13. Kotas, T. J. 1995. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1995.
14. Lyn, W. T. 1962. Study of burning rate and nature of combustion in diesel engines, Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion, The Combustion Institute: 1069-1082.
15. Moran, M. J., and H. N. Shapiro. 2000. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Third Edition, John Wiley & Sons, New York: 1572-8943.
16. Rakopoulos, C. D., and E. G. Giakoumis. 2006. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. Progress in Energy and Combustion Science 32: 2-47.
17. Rakopoulos, C. D., M. A. Scott, D. C. Kyritsis, and E. G. Giakoumis. 2008. Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines. Energy 33: 248-255.

18. Rosen, M. A., I. Dincer, and M. Kanoglu. 2007. Rol of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. Journal of Energy Policy 36: 128-137.
19. VanGerpen, J. H., and H. H Shapiro. 1990. Second law analysis of diesel engine combustion. Transactions of the ASME e Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 112: 129e37.
20. Yasar, H. 2008. First and second law analysis of low heat rejection diesel engine. Journal of the Energy Institute 81: 48-5.

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 1, Spring - Summer 2019, p. 155-166

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۹، شماره ۱، نیمسال اول ۱۳۹۸، ص ۱۶۶-۱۵۵

# Analysis of the Exergy of Combustion the Diesel and Biodiesel Fuel in a DI Diesel Engine

**G. M. Khoobbakht[1*]**
Received: 16-06-2017
Accepted: 15-10-2017

**Introduction**

In recent years, the exergy analysis method has been widely used in the design, simulation and performance assessment of various thermal systems. In this regard, this method may be applied to various types of engines for identifying losses and efficiencies. This analysis is based on the second law of thermodynamic. Exergy is a potential or quality of energy. It is possible to make sustainable quality assessment of energy. In this study, the second law of thermodynamics is employed to analyze the quantity and quality of exergy in a fourstroke, four-cylinder, diesel engine using diesel fuel and biodiesel fuel.

**Materials and Methods**

Four experiment variables in the present study including the operating parameters, load and speed, and the added volume of biodiesel of diesel fuel were considered as effective factors on the Break exergy efficiency. Designs that can fit model must have at least three different levels in each variable. This is satisfied by Central Composite Rotatable Designs (CCRD). Similar to the case of the energy analysis, the same assumptions were valid for exergy analysis; the whole engine was considered to be a steady-state open system. For exergy analyses, the entire engine was considered to be a control volume and a steady-state open system. Fuel and air enter, and mechanical work, heat loss and exhaust gases leave the control volume at a constant rate. The exergy balance for the control volume can be stated as.

$$\dot{E}x_w + \dot{E}x_{heat} = \sum \dot{m}_{in}\, \varepsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out}\, \varepsilon_{out} - \dot{E}x_{dest}$$

where $\dot{E}x_{heat}$ is the exergy transfer rate associated with the heat loss from the control volume to the environment, assumed to be through cooling water; $\dot{E}x_W$ is the exergy work rate, which is equal to the energetic work rate; $\dot{m}$ is the mass flow rate; $\varepsilon$ is specific flow exergy; and $\dot{E}x_{dest}$ is the exergy destruction (irreversibility) rate.

**Results and Discussion**

exergy efficiency increased with increasing engine load. This relationship could be attributed to the reason that brake power increased with increasing engine load, and the other side, there was a positive direct relationship between brake power and exergy efficiency, resulting in an increase of exergy efficiency. Although fuel consumption increased along with increasing engine load, increase in the brake power was much greater than increase in the fuel consumption. On the other hand, an increase in the engine load enhanced combustor temperature which was provided an appropriate condition for combustion and caused an increase in cylinder pressure. At all engine operating conditions, with increasing engine speed, the thermal efficiency at first increased, at moderate speed reached to a maximum amount and finally with more increase in engine speed, the thermal efficiency decreased. The initial increase in thermal efficiency could be attributed to the increase in air to fuel ratio and engine torque which caused an increase in the brake power. Decreasing thermal efficiency in high levels of engine speed could be caused by a decrease in volumetric efficiency of the combustion chamber, because of the time limit on filling cylinder. With increasing biodiesel concentration in the fuel blend, exergy efficiency decreased. The reason could be due to the lower calorific value and the higher viscosity of biodiesel compared to diesel fuel.

**Conclusions**

At all engine operating conditions, the exergy efficiency of the engine increased with increasing engine load also with increasing percentages of biodiesel into synthetic fuel, exergy efficiency increased. 43.09% of the fuel exergy was completely destructed and was not convertible to work. The results of optimization indicated that the most exergy efficiency (37.72%) was occurred for the pure diesel at 2036 rpm and 95% load.

**Keywords:** Biodiesel, Diesel, Energy, Exergy, Response surface

---

1- Assistant Professor, Department of Agricultural Engineering, Payame Noor University, Tehran, Iran
(*- Corresponding Author Email: gol.m1360@yahoo.com)